

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Taro SAKAI

Title: INTAKE APPARATUS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 04/02/2004

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

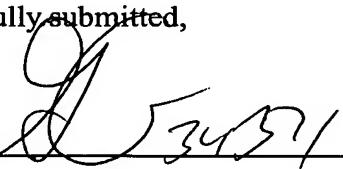
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2003-100198 filed 04/03/2003.

Respectfully submitted,

By


Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

Date April 2, 2004

FOLEY & LARDNER LLP
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 4月 3日
Date of Application:

出願番号 特願2003-100198
Application Number:

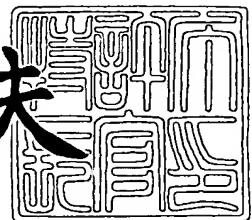
[ST. 10/C] : [JP 2003-100198]

出願人 日産自動車株式会社
Applicant(s):

2004年 2月 27日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-03161

【提出日】 平成15年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 31/00

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 酒井 太朗

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

【識別番号】 100062199

【住所又は居所】 東京都中央区明石町1番29号 梅渓会ビル 志賀内外国特許事務所

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 富士弥

【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

【識別番号】 100096459

【弁理士】

【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、

この隔壁の上流端から上流側に離れて位置する回転軸を中心に回動可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と

を備え、

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流路へ案内する方向に傾斜しているとともに、上記隔壁の上流端と弁体との間に隙間が設けられることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 上記弁体は、その閉位置において一方の流路を遮蔽する主弁部が上記回転軸から上流側へ延びていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記吸気制御弁は、上記回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 隔壁を上流側へ延長した基準線と閉位置の弁体とがなす傾斜角が、90°よりも小さな角度であることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 上記傾斜角が、30° ~ 40° の範囲にあることを特徴とする請求項 5 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記隔壁がシリンダヘッド側に設けられているとともに、上記吸気制御弁は、シリンダヘッドに取り付けられる吸気マニホールド側に設けられていることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、その弁体の一部が他方

の流路側に突出していることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項8】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項1～7のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献1に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上

側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】

【特許文献1】

特開2002-54535号公報

【0006】

【特許文献2】

特開平6-159079号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、この隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。上記吸気制御弁は、隔壁の上流端から上流側に離れて位置する回転軸を中心に回動可能な板状の弁体からなり、特に、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流

路へ案内する方向に傾斜している。そして、この閉位置において、上記隔壁の上流端と弁体との間に間隙が設けられる。

【0010】

換言すれば、本発明においては、隔壁を上流側へ延長した基準線と閉位置の弁体とがなす傾斜角が、90°よりも小さな角度となる。望ましくは、上記傾斜角が、30°～40°の範囲にある。

【0011】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局部的な圧力低下が生じ、これが、連通路となる間隙の出口側（他方の流路に面する側）に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記間隙との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ上記間隙を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

【0012】

特に、本発明では、吸気制御弁が閉位置にあるときに、弁体が上記のように傾斜していることから、他方の流路へ円滑に吸気流が流れることは勿論のこと、後述するように、上記の間隙の寸法誤差に対するガス流動強化作用のばらつきが小さなものとなる。

【0013】

なお、本件の請求項における「吸気ポート」という用語は、必ずしもシリンダヘッド内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド外部の他の部材、例えば吸気マニホールドの一部として構成される場合も含む。例えば、後述する実施例では、シリンダヘッド内に形成された吸気ポート部分と吸気マニホールドブランチ部内の通路の先端部分とを含めた範

囲が請求項の「吸気ポート」に相当する。

【0014】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0015】

また、本発明によれば、間隙の寸法誤差に対するガス流動の強度のばらつきが小さく、各気筒で安定した燃焼を確保することができる。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0017】

図1および図2は、この発明をポート噴射型火花点火式内燃機関の吸気装置に適用した一実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンブルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルーフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、かつ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が中央壁部15を介して二股状に分岐しており、各気筒に一対設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一対設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じてタンブルを用いた燃焼に適した所望の形状に構成される場合もある。

【0018】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、例えばアルミニウム合金にてシリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板（例えば鋼板）を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。より詳しくは、吸気ポート5が二股状に分岐する中央壁部15上流の分岐点15aの直前まで、上記下流端11aが延びている。ここで、図示例では、この隔壁11が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁11もほぼ直線状の断面形状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート5が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁11が設けられる。また、隔壁11の上流端11bは、吸気マニホールド21が取り付けられるシリンダヘッド3の吸気マニホールド取付座面22にまで延びている。なお、吸気マニホールド取付座面22の機械加工の際に、鋼板等からなる隔壁11に工具が接触することのないように、隔壁11の上流端11bを吸気マニホールド取付座面22から内側（吸気ポート5下流側）に僅かに後退した位置に設定してもよい。図2に示すように、この隔壁11の上流端11bおよび下流端11aは、上記取付座面22と平行な直線状をなし、従って、上記隔壁11を構成する金属板は、全体として台形状をなしている。

【0019】

上記のように隔壁11が設けられていることにより、吸気ポート5内は、その下流側部分を除き、上側の通路状部分つまり第1流路5Aと下側の通路状部分つまり第2流路5Bとに分割される。

【0020】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート5や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ2の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。

【0021】

また上記吸気ポート5は、上記吸気マニホールド21の各気筒毎のブランチ部2

3におけるブランチ部通路24に連続しており、これによって、上流側の図示せぬコレクタ部から各シリンダ2に至る気筒毎の吸気通路が構成されている。上記ブランチ部通路24は、吸気ポート5に近い下流側部分では、吸気ポート5の形状に沿った直線状をなし、かつこれよりも上流側の部分では、上方に位置するコレクタ部へ向かって上方へ湾曲している。

【0022】

そして、上記ブランチ部通路24の下流側の端部に、上記隔壁11により区画されてなる下側の第2流路5Bを入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁31が設けられている。この吸気制御弁31は、回転軸32を中心回動可能な板状の弁体33を備えたもので、上記回転軸32が、上記隔壁11の上流側への延長線上、特に、吸気マニホールド21のブランチ部23側に位置し、この回転軸32に、板状をなす弁体33の一端が固定されている。詳しくは、上記弁体33は、上記の第2流路5Bを開閉するために回転軸32から一方へ延びた主弁部33aを有するとともに、これとは反対側へ相対的に短く延びた延長部33bを有している。上記主弁部33aは、ブランチ部通路24の下側の断面形状に応じて、橢円を2分したような形状（図2参照）をなしている。これに対し、上記延長部33bの先端つまり下流端33cは、図2に示すように、吸気マニホールド取付座面22および隔壁11の上流端11bと平行な直線状をなしている。また、上記回転軸32は、上記隔壁11の上流端11bに近接しているものの、少なくとも上記延長部33bが干渉しない程度に、上記上流端11bから離れている。本実施例では、上記延長部33bの先端つまり下流端33cが、ブランチ部23の先端フランジ面（吸気マニホールド取付座面22と実質的に同じ面）よりも僅かに上流側に後退して位置している。

【0023】

上記回転軸32は、図示せぬアクチュエータに連係しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体33が図示の姿勢のような閉位置に制御され、下側の第2流路5Bを、その入口側で遮蔽する。このとき、主弁部33aは回転軸32より上流側にあり、吸気制御弁31上流側から流れてきた吸気流を上側の第1流路5Aへ案内する方向に、弁体33が傾斜した状態となる。換言すれば、このよ

うな所定の傾斜位置で回転軸 32 より下側の領域を完全に塞ぐように、上記主弁部 33a の外形状が設定されている。上記の閉位置における弁体 33 の傾斜角 α (隔壁 11 を上流側へ延長した基準線 m と弁体 33 とのなす角を傾斜角 α と定義する) は、90°よりも小さく、より望ましくは、30°～40°の範囲にある。また、このような閉位置に回動すると、主弁部 33a の反対側に位置する下流側の延長部 33b は、隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5A 側に突出した状態となる。そして、隔壁 11 の上流端 11b と弁体 33 の延長部下流端 33cとの間には、第 1 流路 5A 上流端と第 2 流路 5B 上流端とを連通させる連通路となる適宜な大きさの間隙 12 が生じる。この実施例では、図 2 に示すように、それぞれ直線状をなす隔壁上流端 11b と弁体下流端 33cとの間に、一定幅の間隙 12 が確保される。

【0024】

一方、吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、上記吸気制御弁 31 は、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5B を開放することとなる。この開位置では、上記弁体 33 が隔壁 11 と直線状に連続した姿勢となり、吸気流と平行となる。そして、延長部 33b も上記隔壁 11 と直線状に整列し、延長部 33b の先端 (下流端 33c) と隔壁 11 の上流端 11b とが互いに隣接した状態となる。

【0025】

上記吸気制御弁 31 は、この実施例では、各気筒毎に、円環状をなす制御弁フレーム 34 を具備し、この制御弁フレーム 34 の内周側に、各弁体 33 が回動可能に保持されている。つまり、予め、弁体 33 と制御弁フレーム 34 とがユニット化されており、これを、吸気マニホールド 21 のプランチ部 23 の先端開口部内周に装填することで、各弁体 33 が上記のようにプランチ部通路 24 内に配置される。そして、上記回転軸 32 に相当するシャフトが、複数気筒のプランチ部 23 を横切るような形で挿入され、各弁体 33 と連結されるようになっている。なお、プランチ部 23 の先端開口部内周には、上記制御弁フレーム 34 に対応する段部が凹設されており、制御弁フレーム 34 をこの段部に填め込んだ状態で、吸気マニホールド 21 をシリンダヘッド 3 に取り付けることによって、制御弁フレー

ム34つまり吸気制御弁31が固定保持されている。

【0026】

また、各気筒の吸気ポート5へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁41が、シリンドヘッド3の吸気ポート5上方に配置されている。この燃料噴射弁41は、一対の吸気弁7に対応して略V字形に分岐した噴霧を形成し得る形式のもので、特に、図1に示すように、吸気弁7の弁頭部を指向した噴霧が隔壁11と干渉することのないように、比較的下流側つまり吸気弁7寄りに配置されている。なお、この燃料噴射弁41の噴霧が通過する凹部42が、吸気ポート5の上壁面に形成されている。

【0027】

なお、図示しないが、この内燃機関は、排気系から吸気系に排気の一部を還流させるために、排気還流制御弁などを含む公知の排気還流装置を備えており、特に、シリンド2内のタンブルを積極的に利用して高い排気還流率の下での安定した燃焼を実現することにより、部分負荷域での燃費低減を図った構成となっている。還流排気は、吸気マニホールド21の図示せぬコレクタ部などにまとめて導入してもよく、あるいは、各気筒のブランチ部通路24にそれぞれ分配して導入することも可能である。

【0028】

次に、図3の説明図を用いて、上記実施例の構成における基本的な作用について説明する。吸気行程において、吸気弁7が開き、かつピストン10が下降すると、吸気は、吸気弁7周囲の弁隙間を通して、シリンド2内に流入する。このとき、吸気制御弁31が開位置にあれば、第1流路5Aおよび第2流路5Bの双方を通して吸気が流れ、吸気弁7の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンド2内に発生するガス流動は比較的弱い。

【0029】

これに対し、吸気制御弁31が図3に示すように閉位置に制御されると、下側の第2流路5Bが遮蔽され、上側の第1流路5Aのみを通して吸気がシリンド2側へ流れることになる。特に、図3に示すように吸気ポート5の上側の内壁面5a（以下、上側内壁面5aと記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート5の下

側の内壁面 5 b (以下、下側内壁面 5 b と記す) に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁 7 の周囲について見たときに、吸気弁 7 の下側つまりシリンダ 2 外周に近い側の弁隙間 20 a では、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁 7 の上側つまり点火栓 9 に近い側の弁隙間 20 b では、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ 2 内には、矢印で示すように、吸気弁 7 側から排気弁 8 側を経てピストン 10 頂面へと向かうタンブル (いわゆる順タンブル) が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁 31 が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第 1 流路 5 A のみを流れるように絞られるので、第 1 流路 5 A において、隔壁 11 の上流端 11 b 付近で、局部的な圧力低下が生じ、破線 13 で示すような低圧領域が発生する。第 1 流路 5 A と第 2 流路 5 B との間の連通路となる間隙 12 は、この低圧領域 13 に向かって開口する形となるので、第 2 流路 5 B の下流側の開口端 14 との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端 14 が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端 14 から吸気が取り込まれるとともに、吸気ポート 5 の上流側へ向かって逆に流れ、かつ間隙 12 から第 1 流路 5 A へと合流する。つまり、第 1 流路 5 A 通過後に吸気ポート 5 の下側の領域へと拡がろうとした吸気が第 2 流路 5 B を通して上流側へ還流し、上側の第 1 流路 5 A へと戻されることになる。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間 20 a を通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の弁隙間 20 b を通る吸気流がより多くなり、シリンダ 2 内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の弁隙間 20 a を通る吸気流は、シリンダ 2 内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の弁隙間 20 b を通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の弁隙間 20 a を通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0030】

このようにシリンダ 2 内に形成される強いタンブルは、燃費向上のために大量に排気還流を行う上で非常に有用であり、部分負荷域において、高排気還流率となる大量の排気還流を与えつつ吸気制御弁 31 を閉じて強いタンブルを生成することによって、安定した燃焼を実現でき、燃費向上を達成できる。

【0031】

特に、上記の実施例では、図示の閉位置において、弁体33の延長部33bが隔壁11よりも上方つまり第1流路5A側に突出しているので、その背面側でより効果的に低圧領域が発達し、間隙12を通した吸気の還流が確実に行われる。

【0032】

そして、高速高負荷域などで吸気制御弁31が開位置となったときには、前述のように弁体33と隔壁11とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部33bによって間隙12が狭められるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、本実施例では、図1に示すように、弁体33が一定厚の板状ではなく、主弁部33aおよび延長部33bの双方で、先端へ向かって徐々に薄くなるテーパ状の断面形状を有しているので、吸気流が円滑に流れ、吸気抵抗がより低減する。

【0033】

図4は、上記実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図5は、比較例として、連通路となる間隙12を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図5の構成は、単に隔壁11と吸気制御弁31とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁31の開口率は同一（約20%）である。

【0034】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図5のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図4では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の弁隙間20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0035】

図6は、図4もしくは図5のように隔壁11と吸気制御弁31とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図5の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁31を閉じることができる運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。本発明（例えば図4の構成）によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0036】

従って、燃費向上手段として前述したように大量排気還流と強いタンブルとを組み合わせた運転を、より広い運転領域において行うことができ、内燃機関全体として、大幅な燃費向上が図れる。そして、同じ運転領域で比較すると、タンブルがより強く生成されることから、より大量の排気還流が可能となり、一層の燃費向上が可能である。

【0037】

このように、適宜な間隙12を生じるように配置した隔壁11と吸気制御弁31とによって効果的なタンブル強化を図ることができるが、本実施例では、隔壁11がシリンダヘッド3側に金属板を鋳込むことによって構成され、かつ吸気制御弁31がシリンダヘッド3とは別に吸気マニホールド21のブランチ部23先端部に配置されていることから、構造の複雑化や組立性の悪化を最小限のものとすることができる。特に、吸気制御弁31を制御弁フレーム34とともにユニット化した状態でブランチ部23先端に装填できるので、組立時の作業性が良好なもの

のとなる。また、吸気マニホールド 2 1 のシリンダヘッド 3 への取付前に、隔壁上流端 1 1 b の位置や吸気制御弁 3 1 の延長部下流端 3 3 c の位置を確認ないしは調整することで、両者間に生じる間隙 1 2 の精度を容易に確保でき、間隙 1 2 のばらつきに伴うタンブル強さのばらつきを回避できる。なお、隔壁 1 1 となる金属板を鋳込んでシリンダヘッド 3 を鋳造した後に、吸気マニホールド取付座面 2 2 を隔壁 1 1 端部とともに機械加工するようすれば、機械加工に時間が掛かるが、隔壁 1 1 の上流端 1 1 b の位置精度が向上する。

【0038】

さらに、本実施例では、前述したように、吸気制御弁 3 1 が閉位置にあるときの弁体 3 3 の傾斜角 α が小さいことから、間隙 1 2 の寸法誤差に対するタンブル強さのばらつきが小さくなる。すなわち、図 7 に示すように、ある範囲内においては、吸気制御弁 3 1 の閉位置における間隙 1 2 が大きいほどタンブル強さが大となる傾向にあるが、弁体 3 3 の傾斜角 α が 90° に近い場合（例えば図 4 に示すような傾斜角の場合）に破線で示すような特性となるのに対し、弁体 3 3 の傾斜角 α が相対的に小さい場合には、実線で示すように、間隙 1 2 の大きさの変化に対するタンブル強さの変化が相対的に緩やかな特性となる。従って、ある要求タンブル強さを得ようとした場合に、間隙 1 2 の実際の寸法がある一定の誤差 A を含み得るものと仮定すると、この誤差 A に伴うタンブル強さのばらつきは、破線の特性では符号 B で示す範囲で生じ、実線の特性では符号 C で示す範囲で生じる。つまり、傾斜角 α が小さな後者の方が、生じ得るばらつきは、明らかに小さくなる。従って、例えば、多気筒機関における各気筒の燃焼のばらつきを、より小さく抑制することができる。

【0039】

また、上記のように、ある誤差 A に対するタンブル強さのばらつきが、符号 B, C のように異なることから、このばらつきを考慮した場合に最低限確保し得るタンブル強さ（これを最小タンブル強さと定義する）は、それぞれ図 7 に符号 x, y として示すように、傾斜角 α が小さな後者の方が、傾斜角 α の大きな前者よりも相対的に高くなる。前述したように、このシリンダ 2 内の強いタンブルは、例えば大量の排気還流と組み合わせることで、燃費向上に寄与するのであるが、

燃費向上のために排気還流率をどれだけ高められるかはタンブルの強さに依存し、仮に、排気還流率に見合ったタンブルの強さが得られなければ燃焼の不安定化を招来するので、実際には、上記のようなばらつきを考慮した上での最小タンブル強さを基準として排気還流率の限界が設定されることになる。従って、ある要求タンブル強さを得ようとした場合に、上記のように傾斜角 α を小さくすることで、排気還流率の限界をより高く設定することが可能となり、それだけ燃費向上の上で有利となる。また、空燃比の希薄化によって燃費向上を図る場合にも、同様に、空燃比限界は最小タンブル強さによって定まるので、傾斜角 α を小さくすることで、よりリーン側での燃焼が可能となる。

【0040】

なお、上記の誤差Aは、例えば、シリンダヘッド3と吸気マニホールド21との組付誤差、吸気制御弁31等の部品の製造ばらつき、閉位置における弁体33の実際の傾斜角 α のばらつき、などに起因して生じる。

【0041】

ここで、図7では、傾斜角 α が小さいほどタンブル強さのばらつきが小さくなるものとして説明したが、傾斜角 α が過度に小さいと、第2流路5Bを遮蔽するのに必要な弁体33（主弁部33a）の長さが非常に大きくなり、回転軸32を中心とした剛性の確保、閉位置での確実な閉弁、開位置での吸気抵抗や弁体33の振動、などの点で新たな問題が生じるので、これらの点で、傾斜角 α の下限が制限されることになる。従って、両者を勘案して、傾斜角 α は、前述したように、 $30^\circ \sim 40^\circ$ とすることが最も望ましい。

【0042】

このように上記実施例では、傾斜角 α を小さくすることで、間隙12の誤差に対する許容度が大きくなり、従って、隔壁11をシリンダヘッド3側に設けるとともに吸気制御弁31を吸気マニホールド21側に設けて、シリンダヘッド3と吸気マニホールド21とを組み付けることにより所要の間隙12を確保するようにした前述の構成にあっても、各気筒のタンブル強さを十分に精度良く確保することができる。

【0043】

なお、上記の実施例では、吸気ポート 5 を隔壁 1 1 により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁 1 1 を配置する方向を適宜に設定することにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明に係る吸気装置の一実施例を示す断面図。

【図 2】

この実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 3】

この実施例の構成を模式的に示した構成説明図。

【図 4】

本発明の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 5】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 6】

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【図 7】

弁体の傾斜角が大小異なる場合のタンブル強さと間隙の大きさとの関係を示す特性図。

【符号の説明】

3 … シリンダヘッド

5 … 吸気ポート

7 … 吸気弁

1 1 … 隔壁

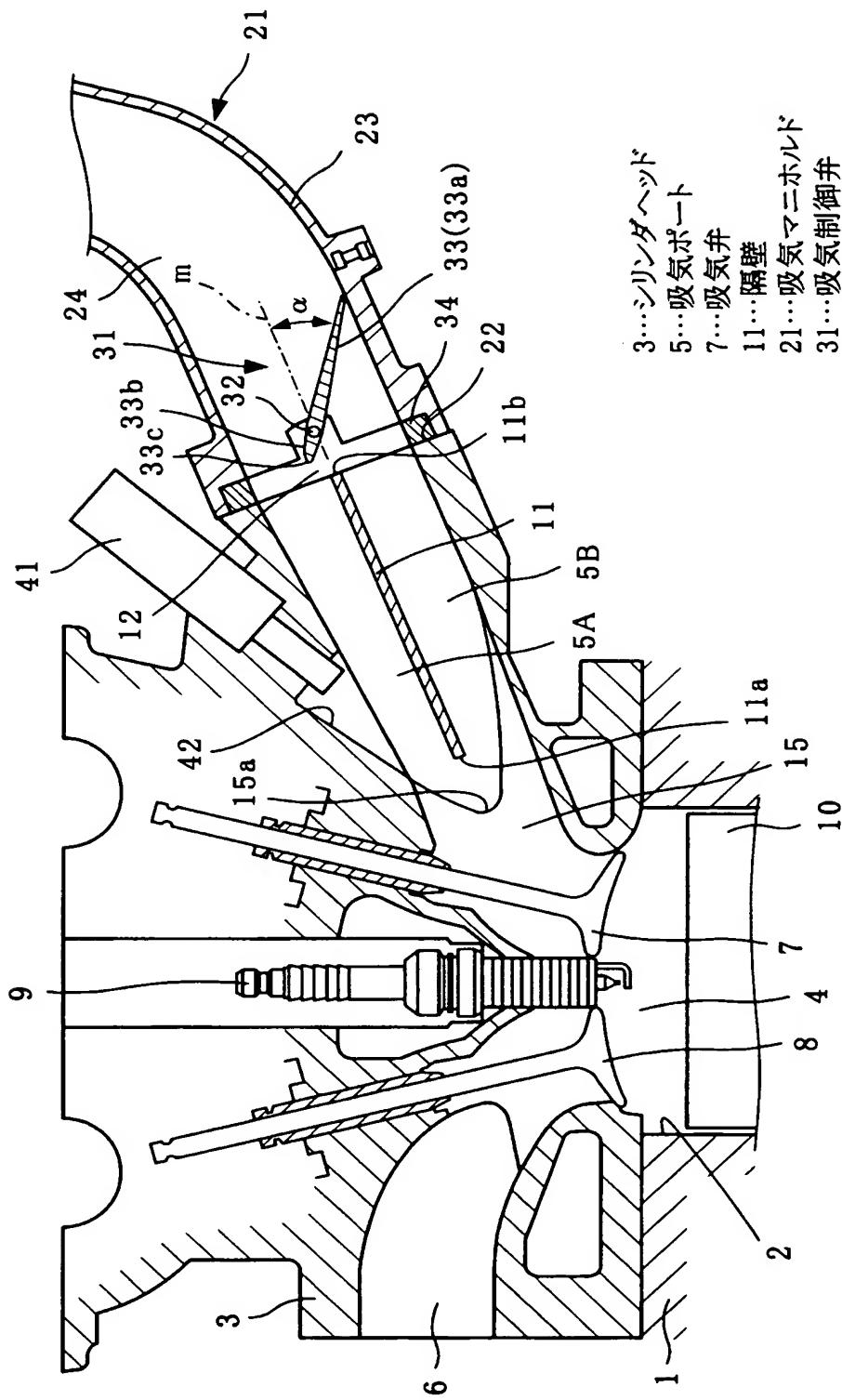
1 2 … 間隙

2 1 … 吸気マニホールド

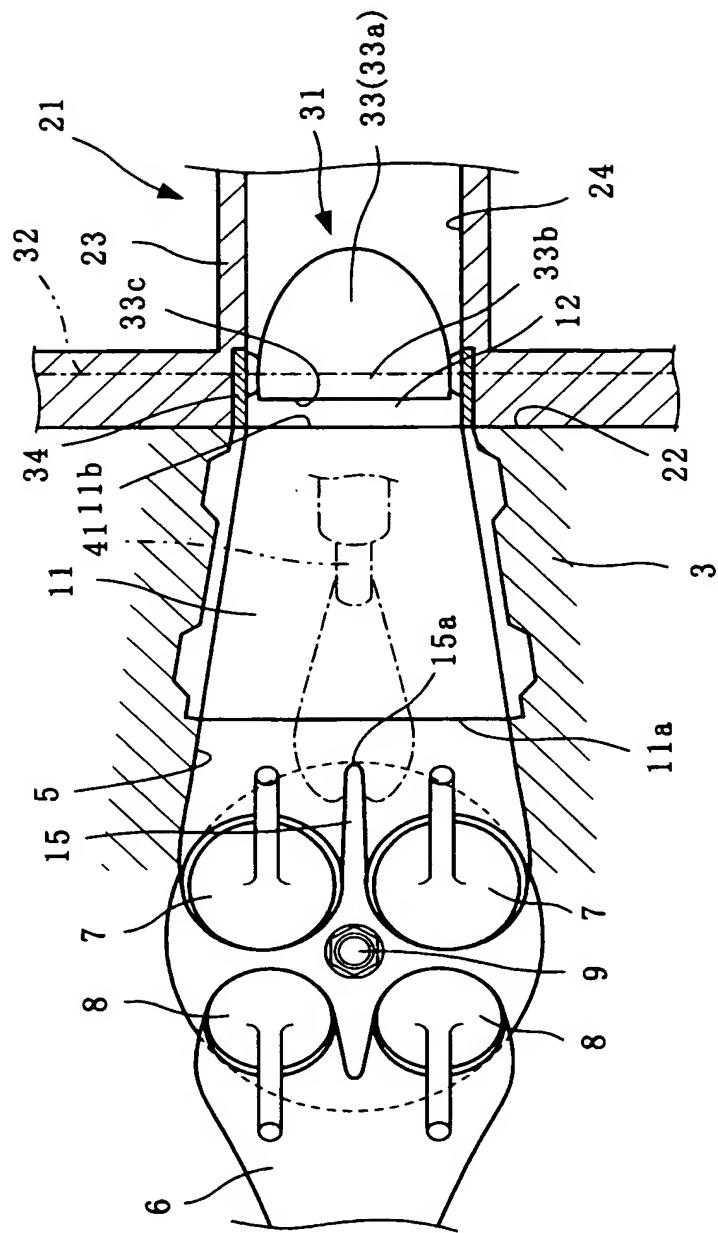
3 1 … 吸気制御弁

【書類名】 図面

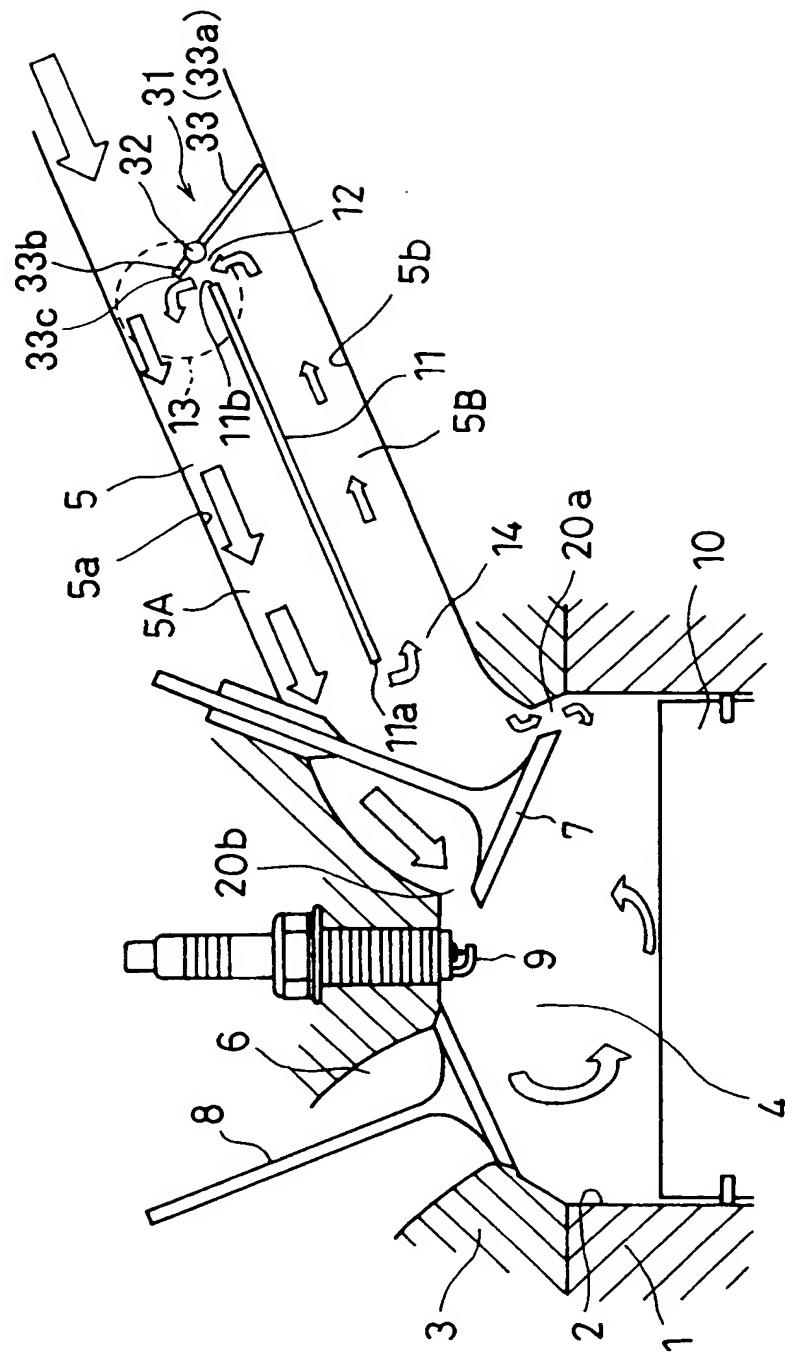
【図 1】



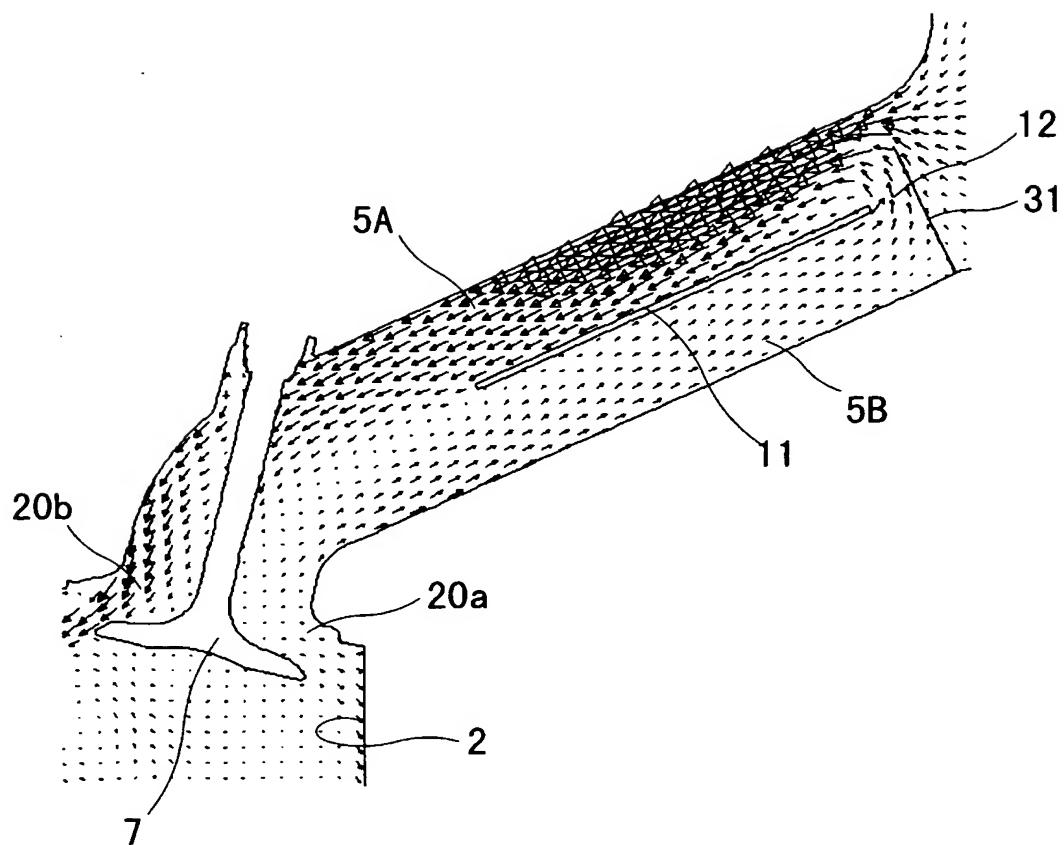
【図 2】



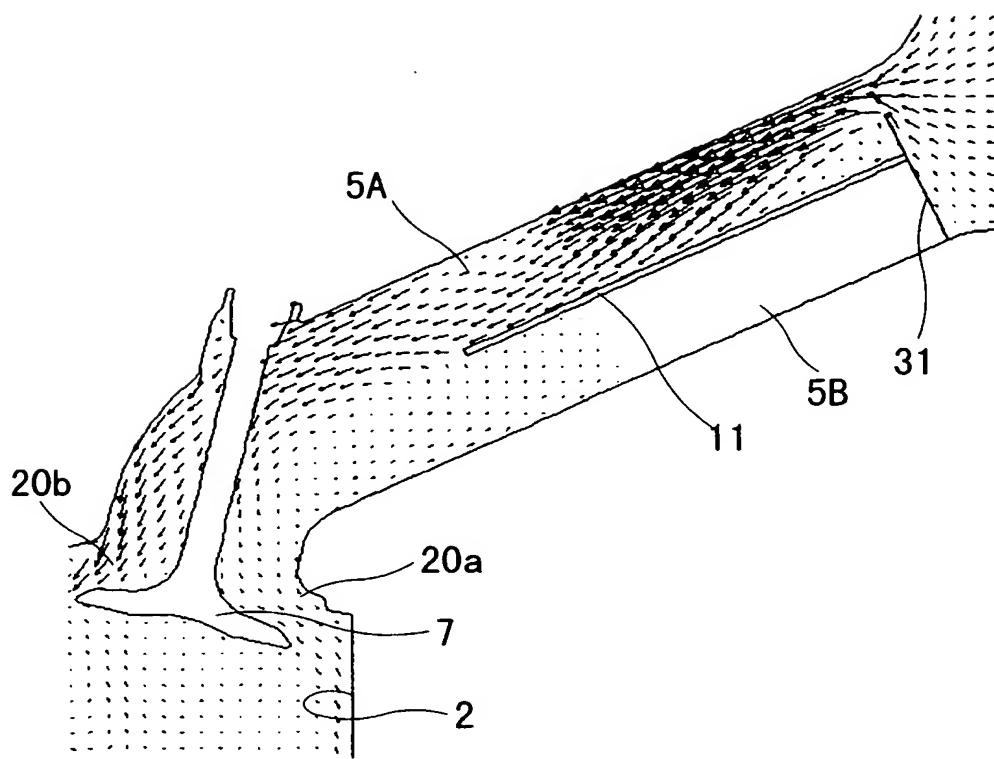
【図3】



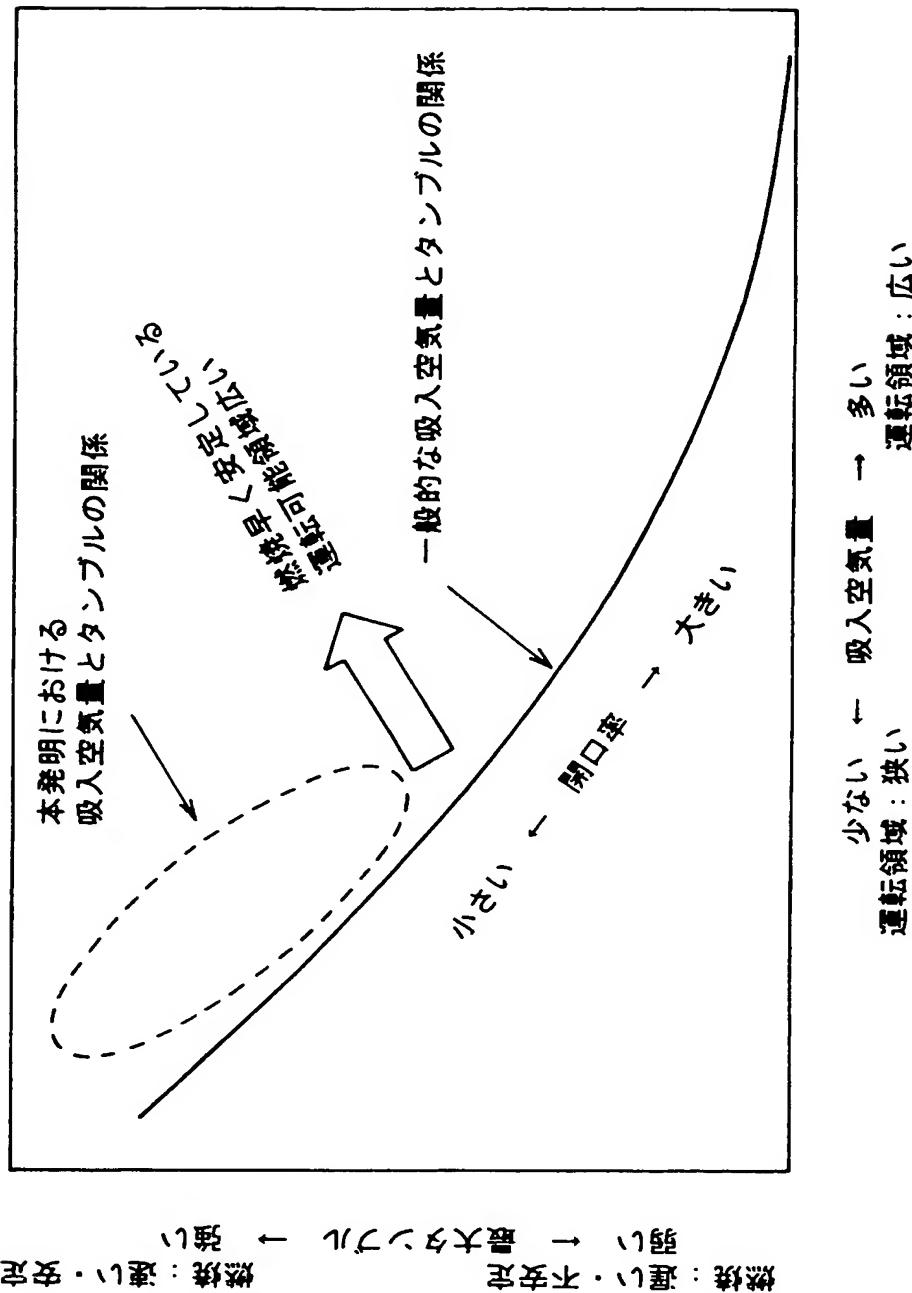
【図 4】



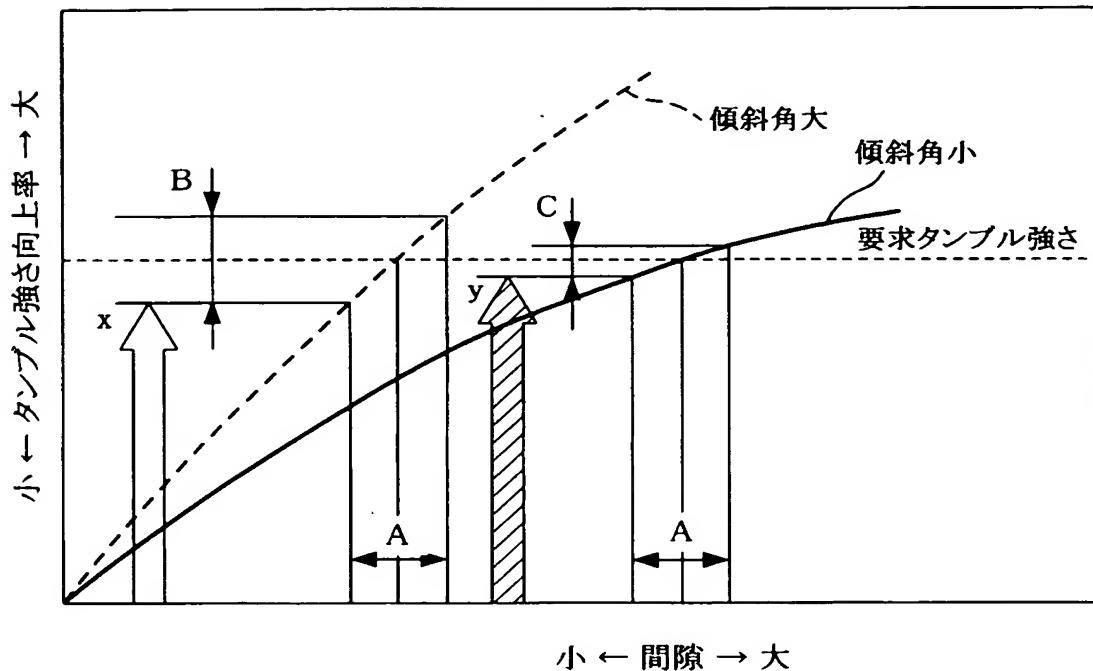
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に隔壁 11 が設けられ、上側の第 1 流路 5A と下側の第 2 流路 5B とに区画される。プランチ部 23 の先端に吸気制御弁 31 が配置され、隔壁 11 と弁体 33 との間に連通路となる間隙 12 が形成される。吸気制御弁 31 を閉位置とすると、弁体 33 下流に低圧領域が生じ、その圧力差によって、第 2 流路 5B の下流端から吸気が取り込まれ、第 2 流路 5B を上流側へ流れて、間隙 12 から第 1 流路 5A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間を通る流量が減少し、上側の弁隙間を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。閉位置における弁体 33 の傾斜角 α が、 $30^\circ \sim 40^\circ$ と小さいので、間隙 12 の寸法誤差に対するタンブル強さのばらつきが小さい。

【選択図】 図 1

特願 2003-100198

出願人履歴情報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏名 日産自動車株式会社